

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平6-185603

(43)公開日 平成6年(1994)7月8日

(51)Int.Cl.⁵

F 1 6 H 61/02

// F 1 6 H 59:24

識別記号

庁内整理番号

9240-3 J

9240-3 J

F I

技術表示箇所

審査請求 未請求 請求項の数 1 (全 12 頁)

(21)出願番号 特願平4-100756

(22)出願日 平成4年(1992)2月7日

(71)出願人 000002082

スズキ株式会社

静岡県浜松市高塚町300番地

(71)出願人 000006013

三菱電機株式会社

東京都千代田区丸の内二丁目2番3号

(72)発明者 山下 佳宣

静岡県浜松市高塚町300番地 スズキ株式会社内

(72)発明者 山本 博明

兵庫県姫路市定元町13番地の1 三菱電機
コントロールソフトウェア株式会社姫路事業所内

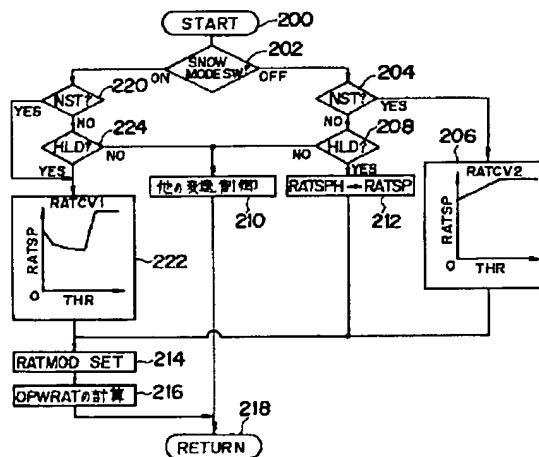
(74)代理人 弁理士 西郷 義美

(54)【発明の名称】 連続可変変速機の変速制御装置

(57)【要約】

【目的】 本発明は、油圧発進クラッチの温度が上昇するのを防止して油圧発進クラッチの耐久性を確保し、使用寿命を長くするとともに、発進性能を向上することを目的としている。

【構成】 このため、エンジントルクが大となる制御モードとなった際には変速比を大とすべく変速比目標値を設定し油圧発進クラッチの発熱量を抑制する制御部を設けている。



BEST AVAILABLE COPY

【特許請求の範囲】

【請求項1】 固定プーリ部片とこの固定プーリ部片に接離可能に装着された可動プーリ部片との両プーリ部片間の溝幅を減増して前記両プーリに巻掛けられるベルトの回転半径を増減させ変速比を変化させるべく変速制御する連続可変変速機の変速制御装置において、エンジントルクが大となる制御モードとなった際には変速比を大とすべく変速比目標値を設定し油圧発進クラッチの発熱量を抑制する制御部を設けたことを特徴とすることを特徴とする連続可変変速機の変速制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】この発明は連続可変変速機の変速制御装置に係り、特に固定プーリ部片とこの固定プーリ部片に接離可能に装着された可動プーリ部片との両プーリ部片間の溝幅を減増し、両プーリに巻掛けられるベルトの回転半径を増減させて変速比を変化させる連続可変変速機の変速制御装置に関する。

【0002】

【従来の技術】車両において、内燃機関と駆動車輪間に変速装置を介在している。この変速装置は、広範囲に変化する車両の走行条件に合致させて駆動車輪の駆動力と走行速度とを変更し、内燃機関の性能を十分に発揮させている。変速装置には、回転軸に固定された固定プーリ部片とこの固定プーリ部片に接離可能に回転軸に装着された可動プーリ部片とを有するプーリの両プーリ部片間に形成される溝部の幅を増減させることによりプーリに巻掛けられたベルトの回転半径を増減させ動力を伝達し、変速比（ベルトレシオ）を変える連続可変変速機がある。

【0003】また、連続可変変速機のベルトレシオ制御装置としては、例えば特開平2-150555号公報に開示される如く、路面摩擦係数の小なる路面で発進する際にスロットル開度により設定される目標ベルトレシオ値とすべくベルトレシオを制御する制御手段を設けたものがあつた。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】ところで、従来の連続可変変速機の変速制御装置には、スノーモードSNOW MODEを有するものがあり、このスノーモードSNOW MODEは、ノーマルスタートモードNST時に変速比RATCを中間レシオに制御し、雪道や凍結路面やぬかるみでの発進を容易に行うものである。

【0005】また、他の連続可変変速機の変速制御装置には、スノーモードSNOW MODE以外、つまり通常のノーマルスタートモードNSTでも変速比RATCを中間レシオに制御することで発進フィーリングを向上させるものがある。

【0006】前述した連続可変変速機の変速制御装置の如く制御する場合の変速比目標値RATSPは、図9に

示す如く、スロットル開度THRが大きくなるにつれて小さくなっていた。

【0007】このため、十分な駆動力を得ることができないばかりでなく、油圧発進クラッチの温度が急激に上昇、つまり発熱量が大となり、前記油圧発進クラッチの耐久性を悪化させるとともに、変速機オイルATFの劣化を招き、実用上不利であるという不都合があつた。

【0008】また、油圧発進クラッチの温度上昇は、この油圧発進クラッチの摩擦係数を低くさせるため、油圧発進クラッチの制御を悪化させ、エンジン回転の急激な上昇や発進時間が長くなる等の不都合を招いていた。

【0009】

【課題を解決するための手段】そこで、この発明は、上述不都合を除去するために、固定プーリ部片とこの固定プーリ部片に接離可能に装着された可動プーリ部片との両プーリ部片間の溝幅を減増して前記両プーリに巻掛けられるベルトの回転半径を増減させ変速比を変化させるべく変速制御する連続可変変速機の変速制御装置において、エンジントルクが大となる制御モードとなった際には変速比を大とすべく変速比目標値を設定し油圧発進クラッチの発熱量を抑制する制御部を設けたことを特徴とする。

【0010】

【作用】上述の如く発明したことにより、エンジントルクが大となる制御モードとなった際には、制御部が変速比を大とすべく変速比目標値を設定し、油圧発進クラッチの発熱量を抑制し、油圧発進クラッチの使用寿命を大としている。

【0011】

【実施例】以下図面に基づいてこの発明の実施例を詳細に説明する。

【0012】図1～図6はこの発明の実施例を示すものである。図2において、2はベルト駆動式連続可変変速機、2Aはベルト、4は駆動側プーリ、6は駆動側固定プーリ部片、8は駆動側可動プーリ部片、10は被駆動側プーリ、12は被駆動側固定プーリ部片、14は被駆動側可動プーリ部片である。前記駆動側プーリ4は、第2図に示す如く、回転軸16に固定される駆動側固定プーリ部片6と、回転軸16の軸方向に移動可能且つ回転不可能に前記回転軸16に装着された駆動側可動プーリ部片8とを有する。また、前記被駆動側プーリ10も、前記駆動側プーリ4と同様に、被駆動側固定プーリ部片12と被駆動側可動プーリ部片14とを有する。

【0013】前記駆動側可動プーリ部片8と被駆動側可動プーリ部片14とは、第1、第2ハウジング18、20が夫々装着され、第1、第2油圧室22、24が夫々形成される。このとき、被駆動側の第2油圧室24内には、この第2油圧室24の拡大方向に前記第2ハウジング20を付勢するばね等からなる付勢手段26を設ける。

【0014】前記回転軸16にオイルポンプ28を設け、このオイルポンプ28を前記第1、第2油圧室22、24に第1、第2オイル通路30、32によって夫々連通するとともに、第1オイル通路30途中には入力軸シブ圧たるプライマリ圧を制御する変速制御弁たるプライマリ圧制御弁34を介設する。また、プライマリ圧制御弁34よりオイルポンプ28側の第1オイル通路30には第3オイル通路36によってライン圧（一般に5〜25kg/cm²）を一定圧（3〜4kg/cm²）に制御する定圧制御弁38を連通し、前記プライマリ圧制御弁34に第4オイル通路40によりプライマリ圧制御用第1三方電磁弁42を連通する。

【0015】また、前記第2オイル通路32途中にはポンプ圧たるライン圧を制御する逃し弁機能を有するライン圧制御弁44を第5オイル通路46により連通し、このライン圧制御弁44に第6オイル通路48によりライン圧制御用第2三方電磁弁50を連通する。

【0016】更に、前記ライン圧制御弁44の連通する部位よりも第2油圧室24側の第2オイル通路32途中にはクラッチ圧を制御するクラッチ圧制御弁52を第7オイル通路54により連通し、このクラッチ圧制御弁52に第8オイル通路56によりクラッチ圧制御用第3三方電磁弁58を連通する。

【0017】また、前記プライマリ圧制御弁34及びプライマリ圧制御用第1三方電磁弁42、定圧制御弁38、第6オイル通路48、ライン圧制御用第2三方電磁弁50、そしてクラッチ圧制御弁52を第9オイル通路60によって夫々連通する。

【0018】前記クラッチ圧制御弁52を油圧発進クラッチ62に第10オイル通路64によって連通するとともに、この第10オイル通路64途中には第11オイル通路66により圧力センサ68を連通する。この圧力センサ68はホールドおよびスタートモード等のクラッチ圧を制御する際に直接油圧を検出することができ、この検出油圧を目標クラッチ圧とすべく指令する際に寄与する。また、ドライブモード時にはクラッチ圧がライン圧と等しくなるので、ライン圧制御にも寄与するものである。

【0019】前記第1ハウジング18外側に入力軸回転検出歯車70を設け、この入力軸回転検出歯車70の外周部位近傍に入力軸側の第1回転検出器72を設ける。また、前記第2ハウジング20外側に出力軸回転検出歯車74を設け、この出力軸回転検出歯車74の外周部位近傍に出力軸側の第2回転検出器76を設ける。そして、前記第1回転検出器72と第2回転検出器76との検出信号を後述する制御部82に出力し、エンジン回転数とベルトレシオとを把握するものである。

【0020】前記油圧発進クラッチ62には出力伝達用歯車78を設け、この歯車78外周部位近傍に最終出力軸の回転を検出する第3回転検出器80を設ける。つま

り、この第3回転検出器80は減速歯車および差動機、駆動軸、タイヤに直結する最終出力軸の回転を検出するものであり、車速の検出が可能である。また、前記第2回転検出器76と第3回転検出器80とによって油圧発進クラッチ62前後の回転検出も可能であり、クラッチスリップ量の検出に寄与する。

【0021】更に、車両の図示しない気化器のスロットル開度や前記第1〜第3回転検出器72、76、80からのエンジン回転、車速等の種々条件を入力しデューティ率を変化させ変速制御を行う制御部82を設け、この制御部82によって前記プライマリ圧制御用第1三方電磁弁42および定圧制御弁38、ライン圧制御用第2三方電磁弁50、そしてクラッチ圧制御用第3三方電磁弁58の開閉動作を制御するとともに、前記圧力センサ68をも制御すべく構成されている。

【0022】また、前記制御部82に入力される各種信号と入力信号の機能について詳述すれば、

①、シフトレバー位置の検出信号……P、R、N、D、L等の各レンジ信号により各レンジに要求されるライン圧やレシオ、クラッチの制御

②、スロットル開度の検出信号……予めプログラム内にインプットしたメモリからエンジントルクを検知、目標レシオあるいは目標エンジン回転数の決定

③、ドライバ・デマンド・スイッチ（DDTSW）信号……アクセルペダルの踏み込み状態によって運転者の意志を検出し、走行時あるいは発進時の制御方法を決定

④、アクセルペダル信号……アクセルペダルの踏み込み状態によって運転者の意志を検知し、走行時あるいは発進時の制御方向を決定

⑤、ブレーキ信号……ブレーキペダルの踏み込み動作の有無を検知し、クラッチの切り離し等制御方向を決定

⑥、パワーモードオプション信号……車両の性能をスポーツ性（あるいはエコノミー性）とするためのオプションとして使用等がある。

【0023】ここで、図3のねじり振動系モデルに沿って説明する。

【0024】図3から、

$$I_E \cdot d\theta_e / dt = T_E - T_C / i_B$$

$$\therefore T_C = i_B (T_E - I_E \cdot d\theta_e / dt)$$

I_E : エンジン慣性 θ_e : エンジン回転数 N
 E

T_E : エンジントルク θ_s : クラッチ入力回転数 (NC2)

T_C : クラッチ容量 θ_c : クラッチ出力回転数 (NC0)

i_B : 変速比 R A T C I_R : 負圧慣性

となり、変速比 R A T C i_B が大きいほど大きなクラッチ容量 T_C となり、大きな駆動力が得られる。

【0025】また、発進時の油圧発進クラッチの発熱量

5

Qは、発進制御が $t=0$ secに開始され、 $t=t_c$ で終了した場合、式

【数1】

$$Q = \int_0^{t_c} T_c (\theta_s - \theta_c) dt$$

$$= \sum_{i=0}^{t_c} (T_{ci} |\theta_{si} - \theta_{ci}|)$$

*

$$Q = \sum_{i=0}^{t_c} \left\{ (T_{Ei} - I_E \frac{d\theta_{ci}}{dt}) |\theta_{ei} - \theta_{ci}| \right\}$$

となる。

【0026】よって、クラッチ入力回転数(NC2) θ_s > クラッチ出力回転数(NCO) θ_c においては、変速比RATC i_B が大きいほど発熱量Qが小さくなり、発進制御の時間が長いほどまたは、エンジントルク T_E が大きいほど発熱量Qが大きくなる。

【0027】また、油圧発進クラッチの駆動側では、

$$i_B \cdot I_E \cdot d\theta_s / dt = i_B \cdot T_E - T_c$$

$$\therefore d\theta_s / dt = (1/i_B \cdot I_E) \cdot (i_B \cdot T_E - T_c) \quad \text{※20}$$

$$\theta_s = \theta_{so} + (1/i_B \cdot I_E) \cdot (i_B \cdot T_E - T_c) t$$

$$\theta_c = \theta_{co} + (1/I_R) \cdot (T_c - T_R) t$$

となり、ここで、 $t=t_c$ で $\theta_s = \theta_c$ となった場合 ★ ★は、

$$\theta_{so} + (1/i_B \cdot I_E) \cdot (i_B \cdot T_E - T_c) t_c$$

$$= \theta_{co} + (1/I_R) \cdot (T_c - T_R) t_c$$

となり、これにより時間 t_c は、

☆ ☆【数3】

$$t_c = \frac{\theta_{so} - \theta_{co}}{\frac{1}{i_B \cdot I_E} (T_c - i_B T_E) + \frac{1}{I_R} (T_c - T_R)}$$

となる。

【0028】更に、発進制御時は、

$$T_c = i_B (T_E - I_E \cdot d\theta_e / dt)$$

◆が成立することから、時間 t_c は、

【数4】

$$t_c = \frac{\theta_{so} - \theta_{co}}{\frac{1}{I_R} (i_B T_E - T_R) - \frac{I_E}{i_B I_R T_E} (I_R + i_B T_E) \frac{d\theta_c}{dt}}$$

となる。

【0029】更にまた、発進制御時は、クラッチ出力回転数(NCO) θ_c の変動が少ないので、

$$d\theta_e / dt = 0$$

とすると、時間 t_c は、

$$\therefore t_c = (I_R / i_B \cdot T_E - T_R) \cdot (\theta_{so} - \theta_{co})$$

となる。よって、変速比RATC i_B が大きいほど時間 t_c は短くなる。

【0030】これにより、結論①～④が得られる。

① 変速比RATCが小さいほど油圧発進クラッチの発熱量が多い。

② 変速比RATCが小さいほど発進制御が長くなる。* 50

*となり、これに $T_c = i_B (T_E - I_E \cdot d\theta_e / dt)$ と $\theta_s = (1/i_B) \cdot \theta_e$ とからなる油圧発進クラッチの発熱量Qは、

【数2】

※-Tc)

となり、油圧発進クラッチの被駆動側では、

$$I_R \cdot d\theta_c / dt = T_c - T_R$$

$$\therefore d\theta_c / dt = (1/I_R) \cdot (T_c - T_R)$$

 T_R : 負荷

初期値を θ_{so} 、 θ_{co} とした場合のクラッチ入力回転数(NC2) θ_s 、クラッチ出力回転数(NCO) θ_c は、

*③ 発進制御が長いほど油圧発進クラッチの発熱量が多い。

40 ④ エンジントルクが大きいほど油圧発進クラッチの発熱量が多い。

【0031】この結論①～④から油圧発進クラッチの発熱量Qは、エンジントルクが大きく、変速比RATCが低い場合に急増することになる。

【0032】よって、この発明では、エンジントルクが大きい場合に変速比RATCが大きくなるようにスロットル開度THRが変速比目標値RATSPを求め、油圧発進クラッチの発熱量Qが異常に増加することを防止するものである。

【0033】前記制御部82は、エンジントルクが大と

なる制御モードとなった際に変速比を大とすべく変速比目標値を設定し、油圧発進クラッチの発熱量を抑制する構成を有している。

【0034】詳述すれば、前記制御部82は、図4に示す如く、スロットル開度THRの検出信号により変速比目標値RATSPのf(THR)カーブRATCV2用マップ(100)から変速比目標値RATSPを求めるとともに、ホールドモードHLD時の変速比目標値RATSPHを変速比目標値RATSPをととしている(102)。

【0035】前記変速比目標値RATSPは、後述するコントロールモードスイッチSW(104)の動作により上述したいずれかが使用されるものである。

【0036】前記コントロールモードスイッチSW(104)は、コントロールモード、つまりノーマルスタートモードNST時にマップ(100)側に接続するとともに、ホールドモードHLD時には処理(102)側に接続するものである。

【0037】また、前記スロットル開度THRの検出信号により変速比目標値RATSPのf(THR)カーブRATCV1用マップ(106)から変速比目標値RATSPを求めている。

【0038】この後に変速比目標値RATSPは、スノーモードスイッチNOW MODE SW(108)の動作によって決定されている。

【0039】前記スノーモードスイッチSNOW MODE SW(108)は、スノーモード以外にコントロールモードスイッチ(104)側に接続するとともに、スノーモード時にf(THR)カーブRATCV1用マップ(106)側に接続するものである。

【0040】更にまた、スノーモードスイッチSNOW MODE SW(108)によって決定された変速比目標値RATSPにフィルタ処理を行い(110)、次いで変速比RATCとの誤差を求め(112)、PI制御(114)によりレシオソレノイドデューティOPWRATを算出し、このレシオソレノイドデューティOPWRATによって各電磁弁を励磁させるものである。

【0041】なお、符号84は前記油圧発進クラッチ62のピストン、86は円環状スプリング、88は第1圧力プレート、90はフリクションプレート、92は第2圧力プレート、94はオイルパン、96はオイルフィルタである。

【0042】次に作用について説明する。

【0043】前記ベルト駆動式連続可変変速機2は、図2に示す如く、回転軸16上に位置するオイルポンプ28が回転軸16の駆動に応じて作動し、そのオイルは変速機底部のオイルパン94からオイルフィルタ96を介して吸収される。このポンプ圧であるライン圧はライン圧制御弁44で制御され、このライン圧制御弁44からの洩れ量、つまりライン圧制御弁44の逃し量が大であ

ればライン圧は低くなり、反対に少なればライン圧は高くなる。

【0044】また、ライン圧制御弁44は、フルロー状態とフルオーバトップ状態、及びレシオ固定状態において夫々ライン圧を変化させ3段階の制御を行う変速制御特性を有している。

【0045】前記ライン圧制御弁44の動作は専用の第2三方電磁弁50により制御されるものであり、この第2三方電磁弁50の動作に追従して前記ライン圧制御弁44が作動するものであり、第2三方電磁弁50は一定周波数のデューティ率で制御される。即ち、デューティ率0%とは第2三方電磁弁50が全く動作しない状態であり、出力側が大気側に導通し出力油圧はゼロとなる。また、デューティ率100%とは第2三方電磁弁50が動作して出力側が出力側に導通し、制御圧力と同一の最大出力油圧となり、デューティ率によって出力油圧を可変させている。従って、前記第2三方電磁弁50の特性は略直線的であり、前記ライン圧制御弁44をアナログ的に動作させることが可能となり、第2三方電磁弁50のデューティ率を任意に変化させてライン圧を制御することができる。また、この第2三方電磁弁50の動作は前記制御部82によって制御されている。

【0046】変速制御用のプライマリ圧は前記プライマリ圧制御弁34によって制御され、このプライマリ圧制御弁34も前記ライン圧制御弁44と同様に、専用の第1三方電磁弁42によって動作が制御されている。この第1三方電磁弁42は、プライマリ圧を前記ライン圧に導通、あるいはプライマリ圧を大気側に導通させるために使用され、ライン圧に導通させてベルトレシオをフルオーバドライブ側に移行、あるいは大気側に導通させてフルロー側に移行させるものである。

【0047】クラッチ圧を制御するクラッチ圧制御弁52は、最大クラッチ圧を必要とする際にライン圧側と導通させ、また最低クラッチ圧とする際には大気側と導通させるものである。このクラッチ圧制御弁52も前記ライン圧制御弁44やプライマリ圧制御弁34と同様に、専用の第3三方電磁弁58によって動作が制御されており、説明を削除する。クラッチ圧は最低の大気圧(ゼロ)から最大のライン圧までの範囲内で変化するものである。

【0048】クラッチ圧の制御には後述する4つの基本パターンがあり、この基本パターンは、

(1)、ニュートラルモード……シフト位置がNまたはPでクラッチを完全に切り離す場合、クラッチ圧は最低圧(ゼロ)

(2)、ホールドモード……シフト位置がDまたはRでスロットルを離して走行意志の無い場合、あるいは走行中に減速しエンジントルクを切りたい場合、クラッチ圧はクラッチが接触する程度の低いレベル

(3)、スタートモード……発進時あるいはクラッチ切

れの後に再びクラッチを結合しようとする場合、クラッチ圧はエンジンの吹き上がりを防止するとともに車両をスムーズに動作できるエンジン発生トルク（クラッチインプットトルク）に応じた適切なレベル

（４）、ドライブモード……完全な走行状態移行レクラッチが完全に結合した場合、クラッチ圧はエンジントルクに十分に耐えるだけの余裕のある高いレベルの４つがある。この基本パターンの（１）はシフト操作と連動する専用の図示しない切換バルブで行われ、他の

（２）、（３）、（４）は前記制御部８２による第１～第３三方電磁弁４２、５０、５８のデューティ率制御によって行われている。特に（４）の状態においては、クラッチ圧制御弁５２によって第７オイル通路５４と第１０オイル通路６４とを連通させ、最大圧発生状態とし、クラッチ圧はライン圧と同一となる。

【００４９】また、前記プライマリ圧制御弁３４やライン圧制御弁４４、そしてクラッチ圧制御弁５２は、第１～第３三方電磁弁４２、５０、５８からの出力油圧によって夫々制御されているが、これら第１～第３三方電磁弁４２、５０、５８を制御するコントロール油圧は定圧制御弁３８で作られる一定油圧である。このコントロール油圧はライン圧より常に高い圧力であるが、安定した一定の圧力である。また、コントロール油圧は各制御弁３４、４４、５２にも導入され、これら制御弁３４、４４、５２の安定化を図っている。

【００５０】次に前記ベルト駆動式連続可変変速機２の電子制御について説明する。

【００５１】連続可変変速機２は油圧制御されているとともに、制御部８２からの指令により、ベルト保持とトルク伝達のための適切なライン圧や、変速比変更のためのプライマリ圧、およびクラッチを確実に結合させるためのクラッチ圧が夫々確保されている。

【００５２】図１に沿って前記ベルト駆動式連続可変変速機２の変速制御用フローチャートを説明する。

【００５３】まず、前記ベルト駆動式連続可変変速機２の駆動により制御用プログラムをスタート（２００）させる。

【００５４】次に、スノーモードスイッチＳＮＯＷ ＭＯＤＥ ＳＷ（１０８）のオン・オフ状態の判断（２０２）を行い、オフの場合には、車両の運転状態がノーマルスタートモードＮＳＴか否かの判断（２０４）を行う。

【００５５】この判断（２０４）がＹＥＳの場合には図６のｆ（ＴＨＲ）カーブＲＡＴＣＶ２用マップ（１００）によってＲＡＴＳＰ＝ＲＡＴＣＶ（ＴＨＲ）を求め（２０６）、前記判断（２０４）がＮＯの場合にはホールドモードＨＬＤか否かの判断（２０８）を行う。

【００５６】そして、判断（２０８）がＮＯの場合には、他の変速制御（２１０）に移行してリターン（２１８）に進み、判断（２０８）がＹＥＳの場合には、ホ

ルドモードＨＬＤ時の変速比目標値ＲＡＴＳＰＨを変速比目標値ＲＡＴＳＰとする（２１２）。

【００５７】この処理（２１２）及び（２０６）からの変速比目標値ＲＡＴＳＰによってコントロールモードＲＡＴＭＯＤのセット（２１４）を行い、レシオソレノイドデューティＯＰＷＲＡＴの計算（２１６）を経て、リターン（２１８）に進む。

【００５８】また、上述の判断（２０２）においてスノーモードスイッチＳＮＯＷ ＭＯＤＥ ＳＷ（１０８）がオンの場合には、車両の運転状態がノーマルスタートモードＮＳＴか否かの判断（２２０）を行い、ＹＥＳの場合には図５のｆ（ＴＨＲ）カーブＲＡＴＣＶ１用マップ（１０６）によってＲＡＴＳＰ＝ＲＡＴＣＶ（ＴＨＲ）を求め（２２２）、ＮＯの場合にはホールドモードＨＬＤか否かの判断（２２４）を行う。

【００５９】そして、判断（２２４）がＮＯの場合には、他の変速制御（２１０）に移行してリターン（２１８）に進み、判断（２２４）がＹＥＳの場合には、図５のｆ（ＴＨＲ）カーブＲＡＴＣＶ１用マップ（１０６）によってＲＡＴＳＰ＝ＲＡＴＣＶ（ＴＨＲ）を求め（２２２）、処理（２２２）からの変速比目標値ＲＡＴＳＰによってコントロールモードＲＡＴＭＯＤのセット（２１４）を行い、レシオソレノイドデューティＯＰＷＲＡＴの計算（２１６）を経て、リターン（２１８）に進む。

【００６０】これにより、エンジントルクが大となる制御モード、例えばスノーモードＳＮＯＷ ＭＯＤＥとに合った際に油圧発進クラッチの温度が上昇するのを防止でき、油圧発進クラッチの耐久性を確保し使用寿命を長くし、維持費を低廉とし得て、経済的に有利であるとともに、油圧発進クラッチの摩擦係数を維持でき、油圧発進クラッチの制御性を確保し得て、実用上有利である。

【００６１】また、前記制御部におけるプログラムの一部の改良のみで対処できることにより、構成が複雑化せず、大型化しないとともに、製作が容易であり、コストを低廉に維持し得て、経済的に有利である。

【００６２】更に、高スロットル開度時の発進を行う際にも、十分な駆動力を迅速・確実に得ることができることにより、発進性能を向上し得て、実用上有利である。

【００６３】更にまた、油圧発進クラッチの温度上昇を防止することにより、変速機オイルＡＴＦの劣化を防止することができる。

【００６４】なお、この発明は上述実施例に限定されるものではなく種々の応用改変が可能である。

【００６５】例えば、上述実施例においては、スロットル開度ＴＨＲを変数として変速比目標値ＲＡＴＳＰを求める構成としたが、エンジンの発生トルクを変数として変速比目標値ＲＡＴＳＰを求めることも可能である。

【００６６】

【発明の効果】以上詳細に説明した如くこの発明によれ

ば、エンジントルクが大となる制御モードとなった際には変速比を大とすべく変速比目標値を設定し油圧発進クラッチの発熱量を抑制する制御部を設けたので、油圧発進クラッチの温度が上昇するのを防止でき、油圧発進クラッチの耐久性を確保し使用寿命を長くし得て、実用上有利である。また、前記制御部におけるプログラムの一部の改良のみで対処できることにより、構成が複雑化せず、大型化しないとともに、製作が容易であり、コストを低廉に維持し得て、経済的に有利である。更に、高スロットル開度時の発進を行う際にも、十分な駆動力を迅速・確実に得ることができることにより、発進性能を向上し得て、実用上有利である。

【図面の簡単な説明】

【図1】この発明の実施例を示すベルト駆動式連続可変変速機の変速制御用フローチャートである。

【図2】ベルト駆動式連続可変変速機の概略図である。

【図3】ベルト駆動式連続可変変速機の要部説明図である。

【図4】ベルト駆動式連続可変変速機の制御部のブロック図である。

【図5】スロットル開度THRと変速比目標値RATSPとの関係を示す図である。

【図6】スロットル開度THRと変速比目標値RATSP

Pとの関係を示す図である。

【図7】エンジントルクカーブを示す図である。

【図8】ベルト駆動式連続可変変速機の変速制御用タイムチャートである。

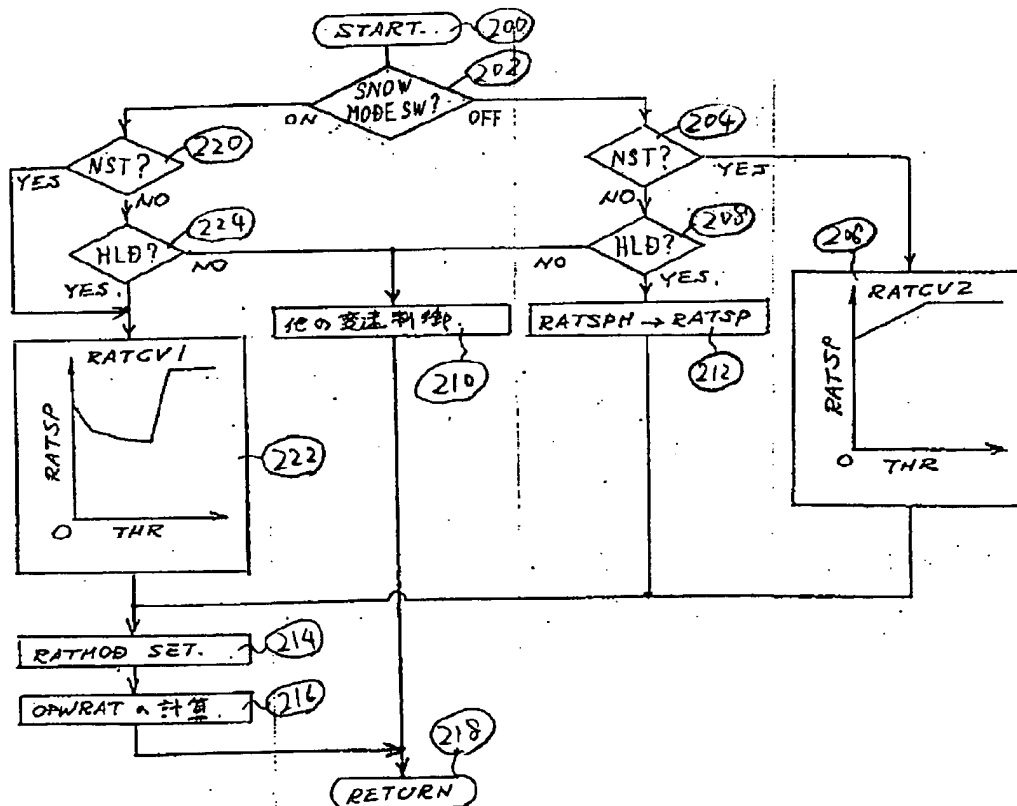
【図9】この発明の従来の技術を示すスロットル開度THRと変速比目標値RATSPとの関係を示す図である。

【図10】ベルト駆動式連続可変変速機の変速制御用タイムチャートである。

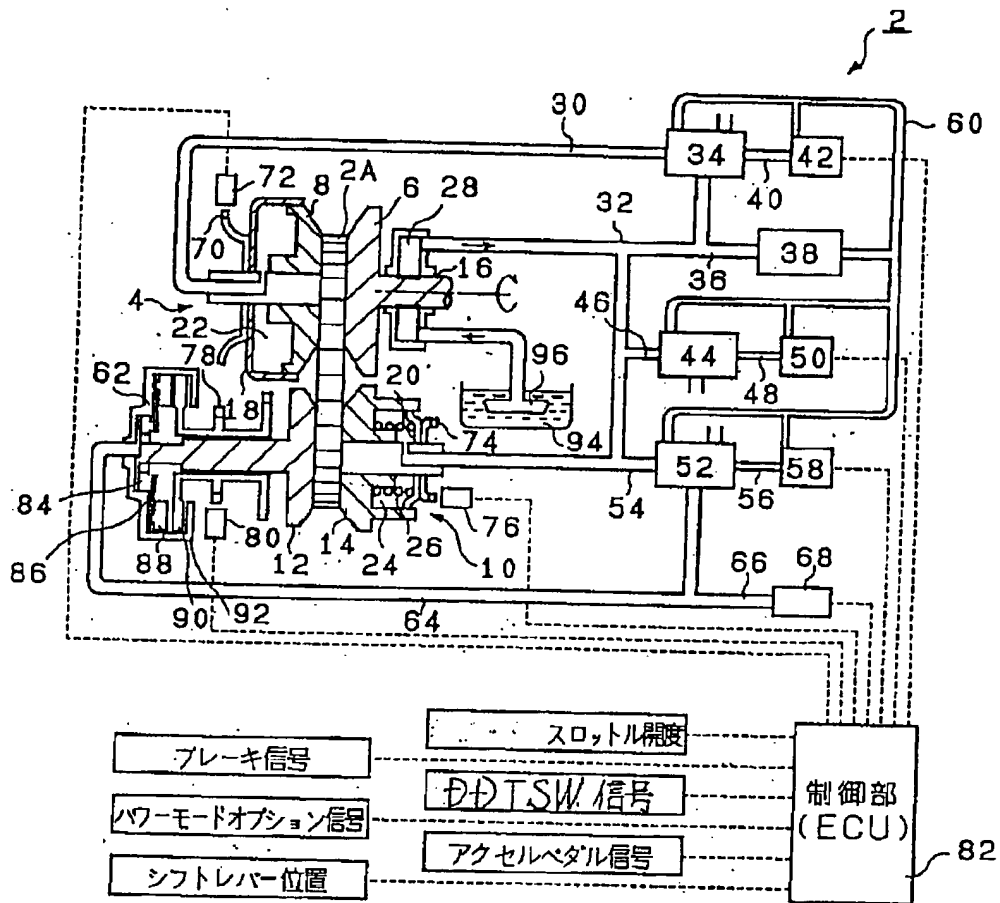
【符号の説明】

- 2 ベルト駆動式連続可変変速機
- 2A ベルト
- 4 駆動側プーリ
- 10 被駆動側プーリ
- 28 オイルポンプ
- 34 プライマリ圧制御弁
- 38 定圧制御弁
- 44 ライン圧制御弁
- 52 クラッチ圧制御弁
- 62 油圧発進クラッチ
- 68 圧力センサ
- 82 制御部

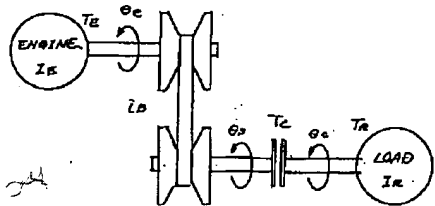
【図1】



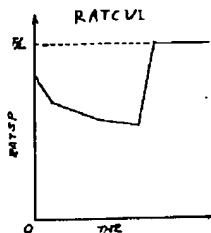
【図2】



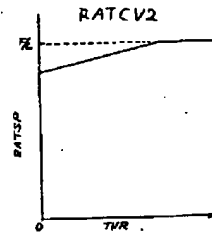
【図3】



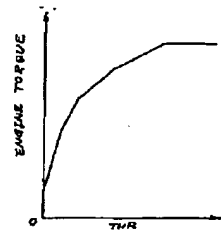
【図5】



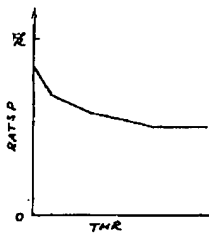
【図6】



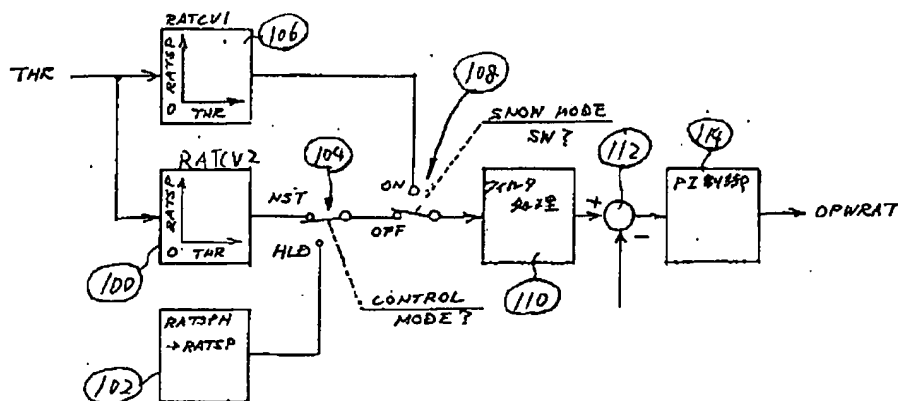
【図7】



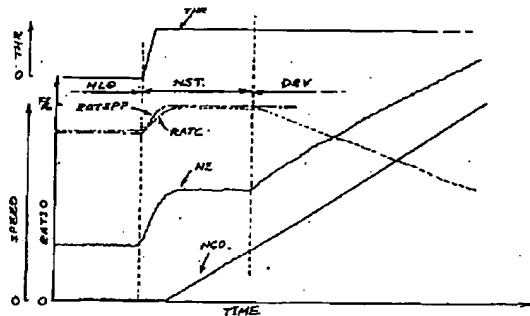
【図9】



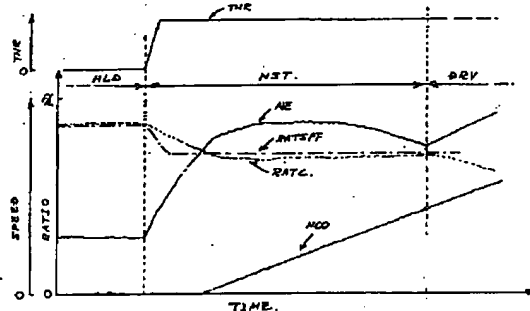
【図4】



【図8】



【図10】



【手続補正書】

【提出日】平成4年5月19日

【手続補正1】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】0025

【補正方法】変更

【補正内容】

【0025】また、発進時の油圧発進クラッチの発熱量Qは、発進制御が $t=0\text{ sec}$ に開始され、 $t=t_c$ で終了した場合、式

【数1】

$$Q = \int_0^{t_c} T_c (\theta_s - \theta_c) dt$$

$$= \sum_{i=0}^{t_c} (T_{ci} |\theta_{si} - \theta_{ci}|)$$

となり、これに $T_c = i_B (T_E - I_E \cdot d\theta_e/dt)$ と $\theta_s = (1/i_B) \cdot \theta_e$ とからなる油圧発進クラッチの発熱量Qは、

【数2】

$$Q = \sum_{i=0}^{t_c} \left\{ (T_{Ei} - I_E \frac{d\theta_{ei}}{dt}) |\theta_{ei} - \theta_{ci}| \right\}$$

となる。

【手続補正2】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】0027

【補正方法】変更

【補正内容】

【0027】また、油圧発進クラッチの駆動側では、

$$i_B \cdot I_E \cdot d\theta_s/dt = i_B \cdot T_E - T_c$$

$$\therefore d\theta_s/dt = (1/i_B \ll I_E) \cdot (i_B \cdot T_E - T_c)$$

となり、油圧発進クラッチの被駆動側では、

$$I_R \cdot d\theta_c / dt = T_c - T_R$$

$$\therefore d\theta_c / dt = (1/I_R) \cdot (T_c - T_R)$$

$$\theta_s = \theta_{so} + (1/i_B \ll I_E) \cdot (i_B \cdot T_E - T_c)$$

$$\theta_c = \theta_{co} + (1/I_R) \cdot (T_c - T_R)$$

となり、ここで、 $t = t_c$ で $\theta_s = \theta_c$ となった場合は、

$$\begin{aligned} \theta_{so} + (1/i_B \ll I_E) \cdot (i_B \cdot T_E - T_c) t_c \\ = \theta_{co} + (1/I_R) \cdot (T_c - T_R) t_c \end{aligned}$$

となり、これにより時間 t_c は、

【数3】

$$t_c = \frac{\theta_{so} - \theta_{co}}{\frac{1}{i_B^2 T_E} (T_c - i_B T_E) + \frac{1}{I_R} (T_c - T_R)}$$

となる。

【手続補正3】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】0028

【補正方法】変更

【補正内容】

T_R : 負荷初期値を θ_{so} 、 θ_{co} とした場合のクラッチ入力回転数(NC2) θ_s 、クラッチ出力回転数(NCO) θ_c は、

【0028】更に、発進制御時は、

$$T_c = i_B (T_E - I_E \cdot d\theta_e / dt)$$

が成立することから、時間 t_c は、

【数4】

$$t_c = \frac{\theta_{so} - \theta_{co}}{\frac{1}{I_R} (i_B T_E - T_R) - \frac{I_E}{i_B I_R T_E} (I_R + i_B^2 T_E) \frac{d\theta_c}{dt}}$$

となる。

【手続補正4】

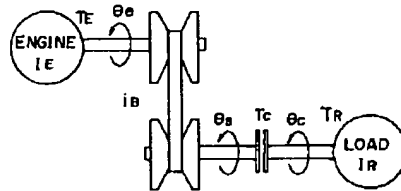
【補正対象書類名】図面

【補正対象項目名】全図

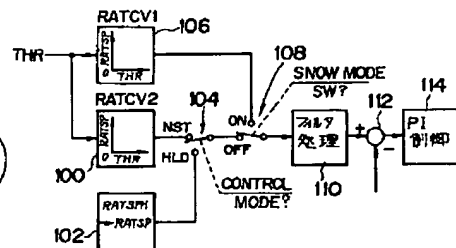
【補正方法】変更

【補正内容】

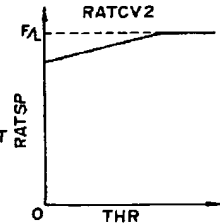
【図3】



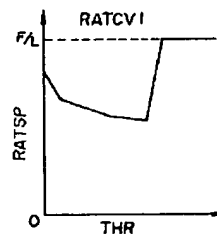
【図4】



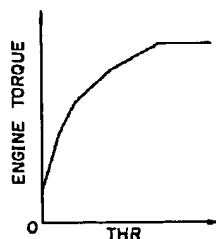
【図6】



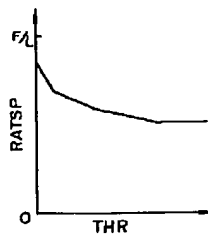
【図5】



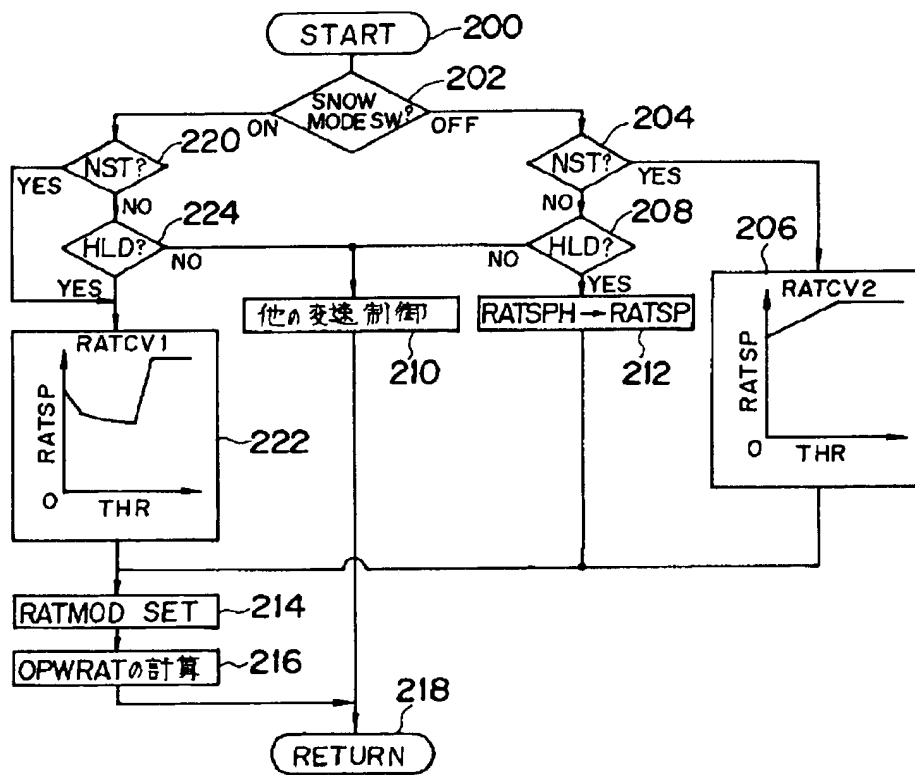
【図7】



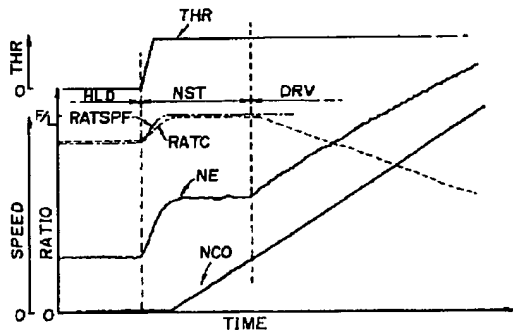
【図9】



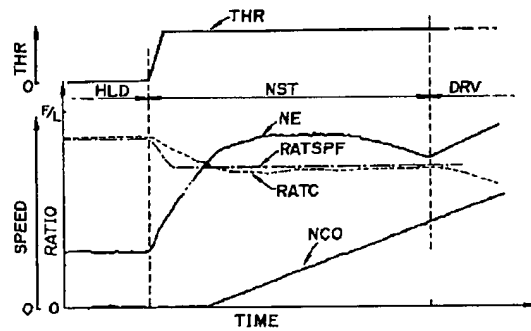
【図1】



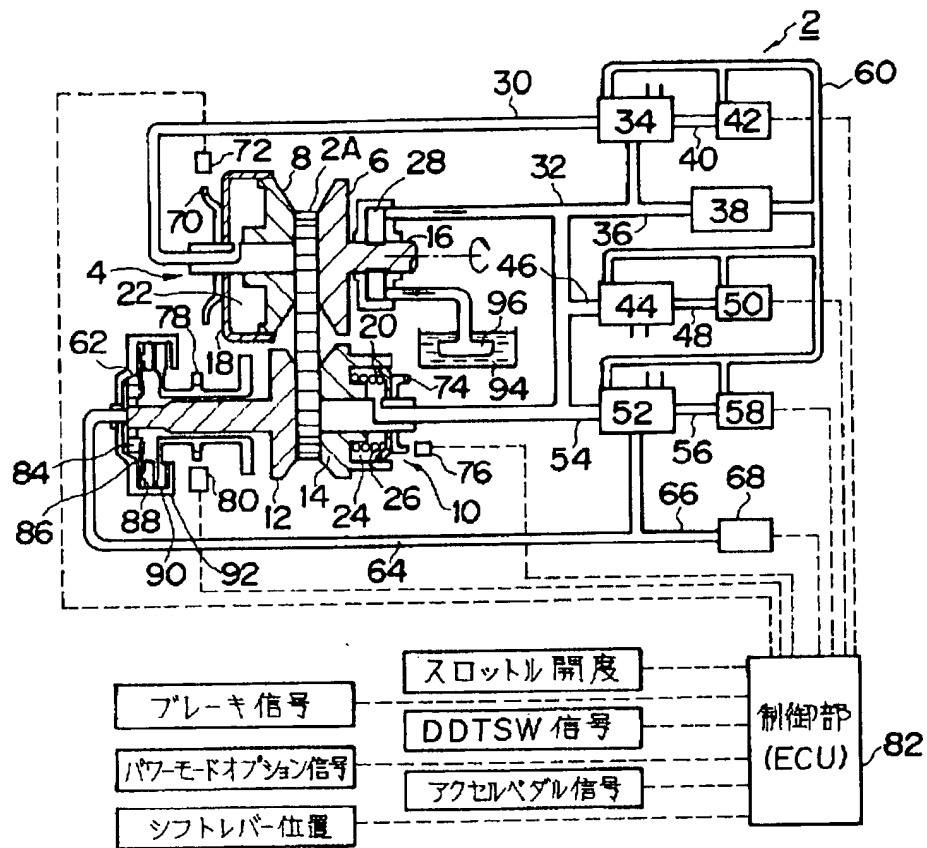
【図8】



【図10】



【図2】



PAT-NO: JP406185603A

DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 06185603 A

TITLE: TRANSMISSION CONTROLLER OF
CONTINUOUSLY VARIABLE
TRANSMISSION

PUBN-DATE: July 8, 1994

INVENTOR-INFORMATION:

NAME

YAMASHITA, YOSHINOBU

YAMAMOTO, HIROAKI

INT-CL (IPC): F16H061/02

US-CL-CURRENT: 477/46

ABSTRACT:

PURPOSE: To suppress a heat generation quantity of a hydraulic startup clutch so as to extend the service life of the clutch by setting a speed change ratio target value for increasing the speed change ratio in a control mode in which engine torque becomes large, in a belt driving type continuously variable transmission.

CONSTITUTION: Various kinds of detection signal consisting of the throttle opening detection signal of a carburetor, an engine rotational speed signal, a vehicle speed signal, a brake signal, a shift lever position signal, etc., are input in an ECU 82 during operation of a vehicle, and the operational condition is detected based on these input signals, and a primary pressure control valve 34 serving as a speed change control valve is controlled in response to the detected result. Consequently, respective movable pulley

pieces 8, 12 of a driving side pulley 4 and a driven side pulley 10 are shifted in the axial direction, so as to change effective radii of the respective pulley 4, 10 so that the speed change ratio may be varied. Then, in the case of a control mode for increasing engine torque, for example, snow mode, a speed change target value is set for increasing the speed change ratio. Consequently, heat generating force of hydraulic startup torque 62 is suppressed.

COPYRIGHT: (C)1994,JPO&Japio

----- KWIC -----

Abstract Text - FPAR (1):

PURPOSE: To suppress a heat generation quantity of a hydraulic startup clutch so as to extend the service life of the clutch by setting a speed change ratio target value for increasing the speed change ratio in a control mode in which engine torque becomes large, in a belt driving type continuously variable transmission.

Abstract Text - FPAR (2):

CONSTITUTION: Various kinds of detection signal consisting of the throttle opening detection signal of a carburetor, an engine rotational speed signal, a vehicle speed signal, a brake signal, a shift lever position signal, etc., are input in an ECU 82 during operation of a vehicle, and the operational condition is detected based on these input signals, and a primary pressure control valve 34 serving as a speed change control valve is controlled in response to the detected result. Consequently, respective movable pulley pieces 8, 12 of a driving side pulley 4 and a driven side pulley 10 are

shifted in the axial direction, so as to change effective radil of the respective pulley 4, 10 so that the speed change ratio may be varied. Then, in the case of a control mode for increasing engine torque, for example, snow mode, a speed change target value is set for increasing the speed change ratio. Consequently, heat generating force of hydraulic startup torque 62 is suppressed.

Document Identifier - DID (1):

JP 06185603 A

Title of Patent Publication - TTL (1):

TRANSMISSION CONTROLLER OF CONTINUOUSLY VARIABLE
TRANSMISSION